

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-147781

(43)Date of publication of application : 27.05.1994

(51)Int.Cl.

F28C 1/14

F28D 5/02

(21)Application number : 04-319231

(71)Applicant : CHIYODA CORP

(22)Date of filing : 05.11.1992

(72)Inventor : KANDA TETSUO

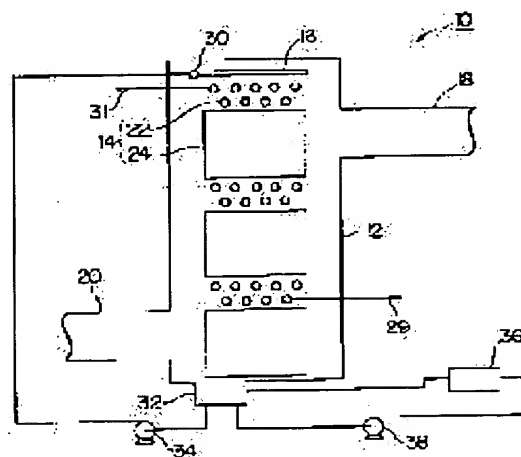
## (54) COOLING EQUIPMENT OF AIR FOR GAS TURBINE

## (57)Abstract:

PURPOSE: To furnish equipment which cools down combustion air for a gas turbine by utilizing cold heat of LNG for fuel of the gas turbine.

CONSTITUTION: Cooling equipment 10 of air for a gas turbine has a heat transfer means 14 of one stage at least. The heat transfer means is made up of a heat exchanger tube 22 and a heat transfer medium 24 which is provided below the tube and through which air can be passed freely, and the means is so designed that it can be stacked in a plurality of stages vertically. Moreover, a sprinkling nozzle 16 disposed above the uppermost stage of the heat transfer means and sprinkling an antifreeze over the heat exchanger tube located below, an air flow passage 12

accommodating the heat transfer means and the sprinkling nozzle and making air flow so that it passes through the heat transfer medium, and a circulating pump 34 for circulating the sprinkled antifreeze to the sprinkling nozzle again from the bottom part of the air flow passage, are provided.



D6

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-147781

(43)公開日 平成6年(1994)5月27日

(51)Int.Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 2 8 C 1/14

F 2 8 D 5/02

7153-3L

審査請求 未請求 請求項の数2(全 8 頁)

(21)出願番号 特願平4-319231

(22)出願日 平成4年(1992)11月5日

(71)出願人 000003285

千代田化工建設株式会社

神奈川県横浜市鶴見区鶴見中央2丁目12番  
1号

(72)発明者 神田 哲郎

横浜市鶴見区鶴見中央二丁目12番1号 千  
代田化工建設株式会社内

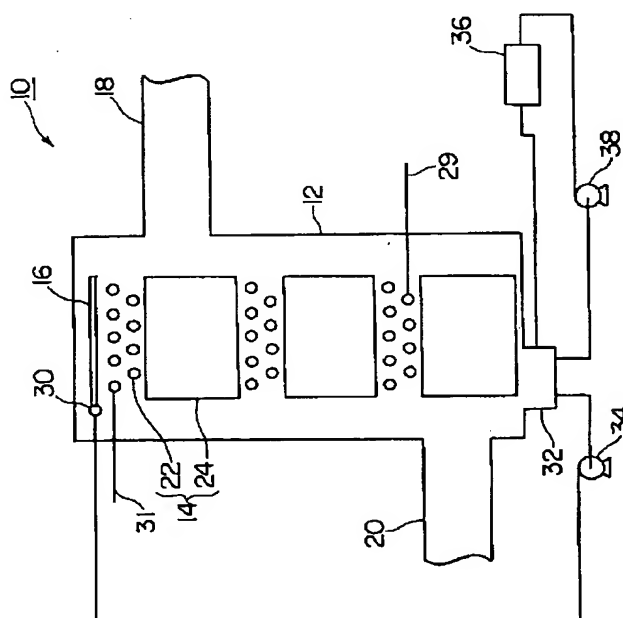
(74)代理人 弁理士 大澤 斌

(54)【発明の名称】 ガスタービン用空気冷却装置 (2)

(57)【要約】

【目的】 ガスタービンの燃料用 LNG の冷熱を利用して、ガスタービン用燃焼空気を冷却する装置を提供する。

【構成】 ガスタービン用空気冷却装置 10 は、少なくとも1段の伝熱手段 14 を備えている。伝熱手段は、伝熱管 22 と、その下に設けられた空気通過自在な伝熱媒体 24 とからなり、かつ複数段上下に積み重ね得るようにしたものである。更に、伝熱手段の最上段上に配置されて、不凍液を下方の伝熱管に散水する散水ノズル 16 と、伝熱手段と散水ノズルとを収容し、かつ伝熱媒体を通過するように空気を流す空気流路 12 と、散水された不凍液を空気流路の底部から再び散水ノズルに循環する循環ポンプ 34 とを備えている。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 伝熱管と、その下に設けられた空気通過自在な伝熱媒体とからなり、かつ複数段上下に積み重ね得るようにした伝熱手段の少なくとも 1 段と、前記伝熱手段の最上段上に配置されて、不凍液を下方の前記伝熱管に散水する散水ノズルと、前記伝熱手段と前記散水ノズルとを収容し、かつ前記伝熱媒体を通過するように空気を流す空気流路とを備え、前記散水ノズルより散水された不凍液が、前記伝熱管に接触して該伝熱管内を流れる液化天然ガスにより冷却されると共に該液化天然ガスを気化させ、次いで前記伝熱媒体に流下し、該伝熱媒体を通過する空気を冷却する働きを前記伝熱手段の段数だけ繰り返すようにされたことを特徴とするガスタービン用空気冷却装置。

【請求項 2】 前記伝熱管の周りに吸水性被覆層を形成し、該吸水性被覆層に前記不凍液を吸収、凍結させて前記伝熱管の総括伝熱係数の大きさを調節するようにしたことを特徴とする請求項 1 に記載のガスタービン用空気冷却装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、ガスタービン用空気冷却装置に関し、特に詳細にはガスタービン用燃料として消費される液化天然ガスの一部又は全部を利用してガスタービン用燃焼空気を冷却し、それによりガスタービンの最大出力を増大しかつ熱消費率 (Heat Rate) を向上させる装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】火力発電用ガスタービン、特に都市近郊に立地した火力発電所で稼働する発電用ガスタービンは、燃料としてその低公害性を理由に一般に液化天然ガスを使用している。液化天然ガスは、メタンを主成分とする天然ガスを加圧、冷却して液化したものであって、LNG と略称される。以下、本明細書でも、液化天然ガスを LNG と言い、再ガス化した天然ガスを NG と言うことにする。メタンは常圧下で 113 K (−160°C) に冷却すれば液体となり、その体積は、常温、常圧の気体に比べて約 1/600 に減少する。産地でこのように液化したものを冷凍タンカーで輸送する。従来、発電所では、主として海水の熱を利用して LNG を再びガス化し、発電用ガスタービンの燃料として使用している。

【0003】一方、最近の電力の需要は、夏期日中のピーク時と、他の時期のオフピーク時との差が大きく、特に都市近傍でその傾向が著しい。需要を賄うために発電所を建設しようにも、発電所立地に適合する用地を手当てするのは、現今極めて難しい状況にある上に、夏期のピーク時に合わせて発電能力を増強するのは、経済的にも不合理である。そこで、既存の発電所の能力を最大限発揮させて、夏期日中のピーク時の電力需要を賄うこと

が重要になっている。この見地から、既存の発電用ガスタービンの最大出力を何らかの手段で増強することは、極めて緊急を要する問題である。

【0004】ところで、ガスタービンの最大出力は、同じフレームであっても、その燃焼用空気の入口温度が低いほど増大する。例えば、空気の入口温度が 35°C でのガスタービンの最大出力を 100% とすると、空気の入口温度を 4°C まで冷却したと想定するならば、出力が約 22% 増加して、最大出力は、約 122% となる。また、同じフレームのガスタービンの熱消費率 (単位仕事出力当たりの熱入力) は、その燃焼用空気の入口温度が低い程減少する。即ち、同一の出力値を出力するのに必要な熱エネルギーの量が減少する。例えば、空気の入口温度が 35°C での熱消費率を 100% とすると、空気の入口温度を 4°C まで冷却したと想定するならば、熱消費率は、約 91 乃至 92% の値に減少する。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】以上のように、ガスタービンの燃焼用空気を冷却することは、ガスタービンの最大出力を増大させ、かつ熱消費率を向上させるので、省エネルギーの点からも望ましいことである。そこで、空気に水又は冷水を噴霧して冷却する試みがなされて来たが、単に水を噴霧するだけでは、空気はそれ程冷却されず、または冷水を噴霧するためには冷凍装置等を設置する必要が生じて、多額な設備費の割に効果が小さかった。また、冷水を噴霧してガスタービン用燃焼空気を冷却する一つの方法として、氷蓄熱技術の利用が米国で試みられている。これは、電力需要のオフピーク時に発電された余剰の電力を利用して氷を製造し、電力需要のピーク時にその氷に水を混ぜて冷水を作り、その冷熱を使用して空気を冷却することにより、ガスタービンの最大出力を上げようとするものである。しかし、いずれも、その実用化は今後の課題であって、今までのところ、決め手を模索中であると言うのが実情である。

【0006】一方、LNG をガス化するには、約 836 KJ/Kg の大きな熱量を必要とする。この冷熱を使用してガスタービン用燃焼空気を冷却することは、以上の問題を解決する上で望ましいことであるが、かかる冷却方法は、従来実用化されていなかった。それは、LNG の気化温度が −162°C という極めて低い温度なので、冷熱源として使用すると、その温度が低すぎて空気中の水分が熱交換器の伝熱面で凍結する等の問題が生じ、その取扱が難しかったことによる。

【0007】以上の事情に鑑み、本発明は、ガスタービンの燃料用 LNG の冷熱を利用して、ガスタービン用燃焼空気を冷却する新規な装置を提供することである。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】本発明者は、LNG の冷熱を利用して空気を冷却する方法及び装置を研究した結果、第 1 には不凍液を中間冷媒として使用することに着

眼した。それは、LNGを冷熱源とし、熱交換器で空気をLNGにより直接冷却する方法では、LNGの低い温度のため、熱交換器の伝熱面の温度が0°C以下に下がり、空気中の水が、その伝熱面で凍結し、更に成長して最終的には伝熱面の全面に厚く氷層を形成する。そして、氷層が形成した熱交換器は、氷層の低い熱伝導率のため、および成長した氷層が空気の流路を閉塞させて、最早や熱交換器の用を成さなくなるからである。また、本発明者は、第2には中間冷媒として使用する不凍液を装置内で凍結させないようにすることが必要であると認識した。

【0009】上記目的を達成するために、かかる知見に基づいて、本発明に係るガスタービン用空気冷却装置は、伝熱管と、その下に設けられた空気通過自在な伝熱媒体とからなり、かつ複数段上下に積み重ね得るようにした伝熱手段の少なくとも1段と、伝熱手段の最上段上に配置されて、不凍液を下方の伝熱管に散水する散水ノズルと、伝熱手段と散水ノズルとを收容し、かつ伝熱媒体を通過するように空気を流す空気流路とを備え、散水ノズルより散水された不凍液が、伝熱管に接触して該伝熱管内を流れる液化天然ガスにより冷却されると共に該液化天然ガスを気化させ、次いで伝熱媒体に流下し、該伝熱媒体を通過する空気を冷却する働きを伝熱手段の段数だけ繰り返すようにされたことを特徴としている。

【0010】本発明で使用する伝熱管は、常用の金属管でよい。LNGと不凍液との間の総括伝熱係数は比較的高く、不凍液と空気との間の総括伝熱係数は比較的低いことから、伝熱媒体は、伝熱管の伝熱面積に比べて、比較的広い伝熱面積を必要とする。そのため、伝熱媒体には、単位体積当たり高い伝熱面積を有し、かつ冷却される空気が通過自在な充填物を使用する。例えば網状体又はエキスパンドメタル板を縦方向に離隔して並べてなる集合体、球面に多数の孔を有する球殻を集合した集合体、ラシヒリングを充填してなる充填体等を挙げることができる。散水ノズルは、下方に散水孔を多数備えたパ\*

$$T_m = (h_1 A_1 T_i + h_2 A_2 T_A) / (h_1 A_1 + h_2 A_2) \quad (3)$$

【0014】ところで、LNGから不凍液への熱伝達は液体-液体の熱伝達であるから、総括伝熱係数 $h_1$ は1,000~2,000Kcal/m<sup>2</sup>h°Cと大きく、一方、不凍液から空気への熱伝達は、気体-液体の熱伝達であるから、総括伝熱係数 $h_2$ は10~30Kcal/m<sup>2</sup>h°Cと極めて小さい。凍結温度が-40°Cの不凍液を使用する場合に、 $T_i$ を-162°C、 $T_A$ を15°Cとすると、不凍液を凍結させないように例えば $T_m = -30^\circ\text{C}$ とするためには、式(3)と上述の $h_1$ 及び $h_2$ の値から伝熱媒体の伝熱面積 $A_2$ を伝熱管の伝熱面積 $A_1$ の約170倍以上にする必要がある。空気が-30°Cの不凍液に触れても、不凍液は水を溶解する溶解性が高いので、空気中の水分は、不凍液に吸収される。また、伝熱媒体は、図4に示すようにその全面が不凍液で濡れて

\* イブで形成されている。望ましくは、不凍液を伝熱管群に均等に散水するように散水ノズルを配置する。散水ノズルから散水する不凍液の流量は、伝熱媒体の表面が不凍液によって濡れて表面が露出しないようにする流量であって、好適には、その値は実験的又は経験的データから伝熱媒体の底面積当たり500L/Min程度である好適には、循環ポンプを備えて、散水された不凍液を空気流路の底部から再び散水ノズルに循環する。

【0011】本発明で使用する不凍液は、市場で入手容易な既知の不凍液を使用できる。好適には、少なくとも-40°Cの温度で凍結しない不凍液を使用する。その例には、エチレングリコールの含有率が約52から約84wt%のエチレングリコール水溶液、プロピレングリコールの含有率が約56wt%以上のプロピレングリコール水溶液、トリエチレングリコールの含有率が約62から約77wt%のトリエチレングリコール水溶液等を挙げることができる。

【0012】以下に、本発明に係るガスタービン用空気冷却装置において、不凍液を凍結させないようにしてLNGにより空気を冷却する条件を説明する。LNGの温度を $T_i$  (°C)、空気の入口温度を $T_A$  (°C)、出口温度を $T_m$  (°C)、不凍液の冷却前温度、即ち伝熱管に触れる前の温度を $T_{i1}$  (°C)、冷却後温度、即ち伝熱管を離れる温度を $T_{m1}$  (°C)とする。LNGから不凍液への伝熱量 $Q_1$ は、伝熱管群の伝熱面積を $A_1$ 、LNGから不凍液への熱伝達に対する伝熱管の総括伝熱係数 $h_1$ とすれば、近似的に

$$Q_1 = h_1 \cdot A_1 (T_m - T_i) \quad (1)$$

【0013】一方、空気から不凍液への伝熱量 $Q_2$ は、伝熱媒体の伝熱面積を $A_2$ 、不凍液から空気への熱伝達に対する伝熱媒体の総括伝熱係数 $h_2$ とし、 $T_A = (T_{i1} + T_{m1}) / 2$ とすれば、近似的に、

$$Q_2 = h_2 \cdot A_2 (T_A - T_m) \quad (2)$$

定常状態では、 $Q_1 = Q_2$ であるから、

いて低温の表面を露出していないので、空気が低温の伝熱媒体表面に直接接触して、そこで空気中の水分が凍結するようなことはない。

【0015】別法として、 $h_1$ を強制的に低下させて不凍液を凍結させないようなやり方もある。例えば、 $h_1$ を上述の値の10分の1位に低下させ、 $A_2$ を $A_1$ の約17倍以上にするやり方である。 $h_1$ を強制的に低下させるために、上述の伝熱管の周りに合成樹脂等の熱伝導率の低い材料で被覆する方法もあるが、好適には、スポンジ状合成樹脂、メタルウール等で吸水性被覆層を形成し、該吸水性被覆層に前記不凍液を吸収、凍結させて伝熱管群の総括伝熱係数 $h_1$ の大きさを調節する。凍結層の熱伝導度が小さいので、凍結層の厚さに応じて総括伝熱係数 $h_1$ は顕著に低下する。従って、吸水性被覆層の

厚さを調節すれば、所望の総括伝熱係数 $h$ を得ることが可能である。また、吸水性被覆層を予め伝熱管に形成することにより、均一な厚さの凍結層を形成することができる。

#### 【0016】

【実施例】以下、添付図面を参照し、実施例に基づいて本発明をより詳細に説明する。図1は、本発明に係るガスタービン用空気冷却装置（以下、簡単のために装置と略称する）の一実施例の模式的断面図である。図2は図1に示す装置の伝熱手段を示す斜視図であって、伝熱管と伝熱媒体とから構成されている。図3(a)は伝熱管の配置図であり、図3(b)は管外面に吸水性被覆層を備える伝熱管の断面図である。図4は伝熱媒体の例を模式的に示したものであり、図5は伝熱管から流下する不凍液が伝熱媒体の表面を流下する状態を示す説明用の模式的断面図である。

【0017】装置10は、LNGを燃料とするガスタービン（図示せず）に供給する燃焼空気を冷却する装置であって、容器12と、容器12内に多段に積み重ねられた伝熱手段14と、最上段の伝熱手段14の上に配設された不凍液の散水ノズル16とを備えている。不凍液には、例えば凍結温度が $-40^{\circ}\text{C}$ 以下になる不揮発性のエチレングリコールの70wt%水溶液を使用する。容器12は、伝熱手段14及び散水ノズル16を収容すると共に伝熱手段14を通過する空気の空気流路を兼ねて箱型に形成されており、空気は空気入口ダクト18から容器12に流入し、内部で冷却された後空気出口ダクト20から流出してガスタービン（図示せず）に入る。

【0018】図2に示すように、伝熱手段14は、冷熱を供給するLNGが流れる多数の伝熱管22とその下に設けられた伝熱媒体24とから構成されている。伝熱管22は、散水ノズル16から散水された不凍液と管内を流れるLNGとの間で熱交換させてLNGの冷熱により不凍液を冷却させるためのもので、図3(a)に示すように、相互に平行にかつ上下2段に千鳥状に配置され、上段及び下段のそれぞれの管間隔は伝熱管の外径 $2r$ の2倍に等しく、上段の伝熱管群と下段の伝熱管群との段間隔は伝熱管の外径 $2r$ に等しい。

【0019】本実施例では、伝熱管22は、図3(a)に示すように、ステンレス鋼管26とその上に形成された吸水性材料、例えばスポンジ状合成樹脂、メタルウール等の被覆層28とから形成されている。吸水性被覆層28は、吸水性被覆層に不凍液中の水を吸水させて伝熱管22の周りに吸水性被覆層とほぼ同じ厚さの均一な凍結氷層を予め計画的に形成するためのものである。一般には、直径10~30mmの伝熱管の周りに10~30mmの厚さにスポンジ等の吸水性の材料を被覆する。凍結氷層の熱伝導率は非常に低いので、既知の式から算出した所定の厚さの凍結氷層を形成すれば、凍結氷層の外表面の温度を不凍液の凍結温度より高くすることができる。

これにより、凍結氷層の外側で不凍液が凍結することを防止することができる。

【0020】伝熱媒体24は、図4に示すように、伝熱管群22の下にほぼ接するようにして配置されており、伝熱管22で冷却された不凍液Nによって伝熱媒体24を通過する空気を冷却する伝熱媒体である。伝熱管22で冷却された不凍液Nは、伝熱媒体24の表面を流下し、その間に空気と接触して、或いは不凍液Nによって冷却された伝熱媒体24と空気とを接触させることにより、空気を冷却する。図4では、空気は、紙面に直交する方向に流れているものとする。

【0021】伝熱媒体24は、空気が通過し易く、不凍液を保持し易く、かつ単位体積当たりの伝熱面積が大きいものが望ましい。本実施例では、伝熱媒体24は、長さ30~100cmで適当な幅のステンレス鋼製又は合成樹脂製の網状体を約3~20mmの間隔で離隔して相互に平行に長さ方向に直立させたものである。伝熱媒体の例としては、図5に例示するように、網状体、或いは所謂エキスパンドメタル板を離隔して相互に平行に直立させたもの、或いは小型の籠体を多数集合させたもの等ある。図5(a)に示す網状体24は格子状の網を有し、図5(b)に示すエキスパンドメタル板24は、切れ目25を広げるように両縁部から引っ張った物であり、図5(c)の小型籠体24は、複数の円形フレーム27からなる球殻である。

【0022】伝熱管22と伝熱媒体24とからなる伝熱手段14は、図1に示すように（但し、図1では簡単のため3段のみ図示）空気と不凍液との熱交換量に応じて上下に例えば10~20段重ねて配置される。伝熱管22の各々は、上下の伝熱手段14の間で相互に接続されて上から下まで連続した1本の管を形成する。LNGは、流入管29を介して最下部の伝熱手段14の伝熱管22に流入し、気化しながら順次上の伝熱手段14の伝熱管22に向かって流れてゆき、最終的には最上段の伝熱管22からNGとなって流出管31経由で流出し、ガスタービン（図示せず）に入る。

【0023】散水ノズル16は、図1に示すように、小さな散水用の孔を下向きに開けた散水パイプを最上段の伝熱手段14の伝熱管22群の直ぐ上に多数相互に平行に並べて配置したものであって、ヘッダー30を介して不凍液が均等に各散水パイプに分散され、その孔から不凍液が下方に散水される。散水ノズル16から散水された不凍液は、伝熱管22により冷却された後伝熱媒体24を流下して空気を冷却し、不凍液は温度が上がる。次いで、温度の上がった不凍液は、下の段の伝熱管22で再び冷却される。以下、上述の働きと同様のことを行い、順次下段に流下し、最終的に容器12の底部の不凍液溜まり32に滞留する。

【0024】装置10は、循環ポンプ34を備えて、不凍液溜まり32に滞留している不凍液を再び散水ノズル

10

20

30

40

50

16に循環させている。不凍液は、伝熱手段14を流下して空気と接触している間に空気中の塵埃及び水分を吸収して不凍液が汚れると共に濃度が低下する。そのため、本実施例では、不凍液を電気ヒータ、ガスバーナ、或いはガスタービンの高温排ガス等により加熱して、その水分を蒸発させると共に、またはLNG冷熱で不凍液を積極的に凍結させて水として分離すると共に汚れ物質を濾過して分離する不凍液濃縮兼清浄装置36を装置10に付帯して設け、濃縮ポンプ38により不凍液溜まり32から不凍液の一部を抜き出して不凍液濃縮兼清浄装置36に送り、そこで処理した不凍液を再び不凍液溜まり32に戻すようにしている。

#### 【0025】具体例

出力が100,000KWの典型的なガスタービンに使用する空気冷却装置を例に取り、具体例を説明する。ガスタービンの所要入力、熱効率を29.8%とすると336,000Kw(KJ/Sec)である。従って、気化天然ガス(以下、簡単のためNGと略称する)の発熱量を56,000KJ/Kgとすると、所要NG量は、336,000KJ/Sec/56,000KJ/Kg=6.0kg/Secとなる。所要空気量 $F_A$ (kg/Sec)は、理論空気量を10.52として87.5Nm<sup>3</sup>/Sec、又は114kg/Secとな

$$T_m = (h_1 A_1 T_L + h_2 A_2 T_A) / (h_1 A_1 + h_2 A_2) \quad (3)$$

において、LNGの温度 $T_L$ を-160°C、空気の平均温度 $T_A$ を15°C(空気が35°Cから2°Cに冷

$$h_2 A_2 / h_1 A_1 = 2.9$$

【0029】ここで、伝熱媒体24の総括伝熱係数 $h_2$ を $h_2 = 20 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$ とする。

【0030】次に伝熱手段14を構成する伝熱管22及び伝熱媒体24の所要伝熱面積 $A_1$ 、及び $A_2$ を求め

る。図6において、全伝熱手段14の奥行き $W$ を5m、伝熱手段14を通過する空気の流れ速度 $U$ を2m/Secとすると、通過空気量は87.5m<sup>3</sup>/Sec故、伝熱手段の高さ $H$ は、

$H = 87.5 / (2 \times 5) = 8.75 \text{ m}$ 。

伝熱管22の吸水性被覆層の外側面積 $A_1$ は、図3

(a)から、

$A_1 = 2 \pi r W n$  ( $n$ :伝熱管22の上下2段の本数)

$2 r n = L$ 、 $n = L / 2 r$

$\therefore A_1 = \pi L W$

$$h_1 = \lambda / d$$

の関係が成立する。ここで、 $d$ は凍結層の厚さ、又は被覆層の厚さ( $d = r - r_0$ )であり、 $h_1$ を138 Kcal/m<sup>2</sup> h<sup>°</sup>C、氷の熱伝導率 $\lambda$ を1.89 Kcal/m h<sup>°</sup>Cとすると、 $d = 14 \text{ mm}$ となる。よって、外径27mmのステンレス鋼管を伝熱管として使用し、その上に厚さ14mmのスポンジ状材料の被覆層28を形成する。

【0033】LNGから不凍液への伝熱量 $Q_1$ は、

$$Q_1 = Q = 3,200,000 = A_1 h_1 (T_m -$$

\*)

【0026】夏期のピークロード時の運転を想定して、空気入口温度 $T_m$ を35°C、出口温度 $T_m$ を2°Cとすると、空気を冷却するに要する所要冷却熱 $Q$ は、空気の比熱 $C_A$ を0.24(Kcal/Kg<sup>°</sup>C)、即ち1.0 KJ/Kg<sup>°</sup>Cとすれば、

$$Q = F_A \cdot (T_m - T_m) \cdot C_A$$

$$= 114 \cdot (35 - 2) \cdot 1.0$$

$$= 3,762 \text{ KJ/Sec} = 3,200,000 \text{ Kcal/Hr}$$

【0027】一方、LNGの-160°Cから-10°Cまでの気化熱と顕熱とを利用するとすれば、その冷熱量は、836KJ/Kgである。従って、所要NG量を気化させるために得られる冷熱量は、836KJ/Kg $\times$ 6.0kg/Sec=5,016KJ/Secとなるので、空気を冷却する冷熱量は、利用できる全冷熱量の約75%となる。従って、LNGの25%は、他の方法、例えば従来の海水による方法によって気化させることになる。使用する不凍液は、エチレングリコールを70wt%溶解したエチレングリコール水溶液であって、その凍結温度は、-40°C以下である。

【0028】前述の式(3)、即ち

※却される際の平均温度とする)の条件で、不凍液の冷却後の温度 $T_m$ を-30°Cとするためには、

$$(4)$$

★【0031】一方、 $A_2 = 2 L' W n'$  ( $L'$ :伝熱媒体の高さ、 $n'$ :枚数)

ここで、伝熱媒体24の間隔を0.015mとすると、

$L = 0.015 n'$ 、 $n' = 66.6 L$  から

$$A_2 = 133 L L' W$$

$$A_2 / A_1 = (133 L L' W) / (\pi L W) = 42.4 L'$$

$L' = 0.5 \text{ m}$ とすると、 $A_2 / A_1 = 21.2$

【0032】ここで $A_2 / A_1 = 20$ と設定すると、式

(4)から $h_2 A_2 / h_1 A_1 = 2.9$ である故、 $h_2 / h_1 = 0.145$

$h_2 = 20 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$ である故、 $h_1 = 138 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$ となる。次に、総括伝熱係数 $h_1$ が138 Kcal/m<sup>2</sup> h<sup>°</sup>Cであるような伝熱管22を算出する。凍結層の伝熱が支配的であるから、近似的に

$$(6)$$

$T_L$ )

$T_m = -30^\circ \text{C}$ 、 $T_L = -160^\circ \text{C}$ であるから、

所要伝熱面積 $A_1$ は、 $A_1 = 178 \text{ m}^2$

伝熱手段を15段重ねるとすると、

$$A_1 = 178 = 15 \pi L W$$

$\therefore L = 0.76 \text{ m}$ となる。

また $n = L / 2 r = 0.76 / (2 \times 0.0275) =$

$$n' = 66.6L = 66.6 \times 0.76 = 51$$

散水ノズルから散水する不凍液の流量は、伝熱媒体の表面が不凍液によって濡れて表面が露出していないようにする流量であって、その値は、経験値から伝熱媒体の底面積当たり500 L/Minであるから、本具体例では、 $L \times W \times 500 = 1,900$  L/Minである。

【0034】以上説明した具体例を要約すれば、出力が100,000KWの典型的なガスタービンに使用する空気冷却装置10の伝熱手段14は、15段からなり、その1段は、伝熱管22として厚さ14mmのスポンジ状材料の吸水性被覆層28を有する外径27mm、長さ5mの上下二段で総数14本のステンレス鋼管群と、伝熱媒体として間隔15mmで平行に離隔して配設された高さ0.5m奥行き5mの51枚の網状体とからなる。伝熱手段14の全体寸法は、高さHが8.75m、幅Lが0.76m、奥行きWが5mである。本実施例は、上述した具体例に示すように、コンパクトな構造でかつ簡単な構成の冷却装置であって、これにより不凍液を介してLNGで空気を容易に冷却することができる。また、本実施例では、2°Cの空気をガスタービンに送入することにより、35°Cの空気を送入する場合に比べて、最大出力を約24%大きくすることが可能であり、また熱消費率を12%軽減することが可能となる。

#### 【0035】

【発明の効果】本発明によれば、上記構成により、散水ノズルより散水された不凍液が、伝熱管に接触して該伝熱管内を流れる液化天然ガスを気化させつつ冷却され、次いで伝熱媒体に流下し、該伝熱媒体を通過する空気を冷却することにより、空気中の水分凍結により冷却機能が低下したり、また空気流路が閉塞したりすることがないばかりでなく、簡単な構成でかつコンパクトな構造のガスタービン用空気冷却装置を実現している。本発明に係るガスタービン用空気冷却装置を使用することにより、ガスタービンの最大出力を増大し、かつ熱消費率を低下させて所要LNG量を軽減することができる。 \*

#### \*【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係るガスタービン用空気冷却装置の一実施例の模式的断面図である。

【図2】図1に示す装置の伝熱手段を構成する伝熱管と伝熱媒体との構成を示す斜視図である。

【図3】図3(a)は伝熱管の配置図であり、図3(b)は管外面に吸水性被覆層が形成された伝熱管の断面図である。

【図4】伝熱管から流下する不凍液が伝熱媒体の表面を流下する状態を示す説明用の模式的断面図である。

【図5】図5(a)、(b)及び(c)は、伝熱媒体の例を模式的に示したものである。

【図6】図6(a)は本発明に係るガスタービン用空気冷却装置の具体例で使用する伝熱手段の説明用斜視図であり、図6(b)は同じく伝熱管の説明用断面図である。

#### 【符号の説明】

10 本発明に係るガスタービン用空気冷却装置の一実施例

12 容器

14 伝熱手段

16 散水ノズル

18 空気入口ダクト

20 空気出口ダクト

22 伝熱管

24 伝熱媒体

25 邪魔板

26 ステンレス鋼管

28 吸水性被覆層

30 ヘッダー

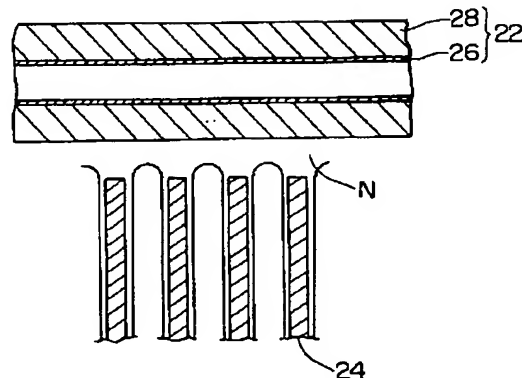
32 不凍液溜まり

34 循環ポンプ

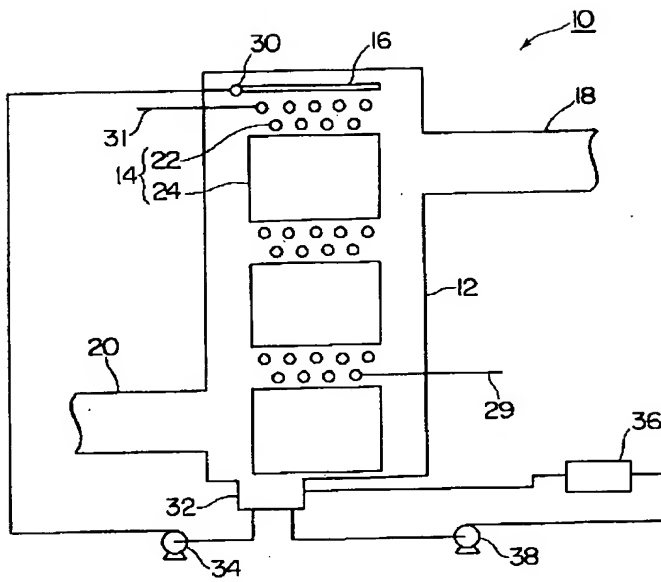
36 不凍液濃縮兼清浄装置

38 濃縮ポンプ

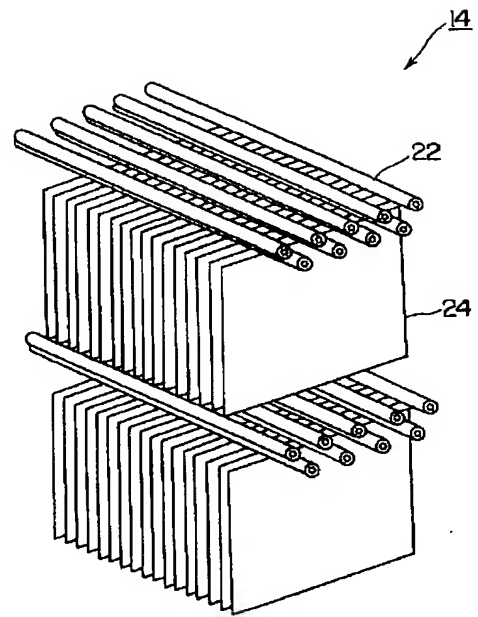
【図4】



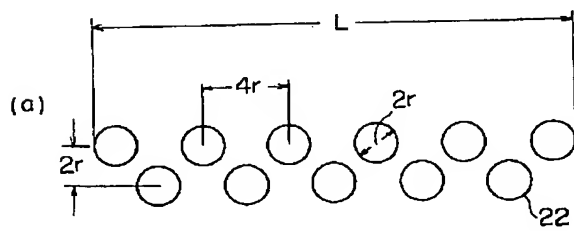
【図1】



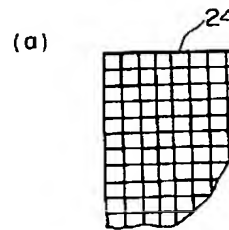
【図2】



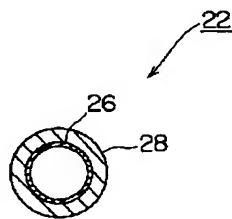
【図3】



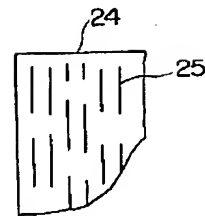
【図5】



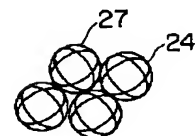
(b)



(b)



(c)





【図 6】

